

German Patent No. 198 19 141 C2

Job No.: 310-99369

Ref.: OTS031686

Translated from German by the Ralph McElroy Translation Company
910 West Avenue, Austin, Texas 78701 USA

BEST AVAILABLE COPY

FEDERAL REPUBLIC OF GERMANY
GERMAN PATENT AND TRADEMARK OFFICE
PATENT NO. 198 19 141 C2

Int. Cl. ⁷ :	F 16 D 59/02
Filing No.:	198 19 141.3-12
Filing Date:	April 29, 1998
Disclosure Date:	December 3, 1998
Publication Date of Patent Granting:	March 29, 2001
Priority	
Date:	May 1, 1997
No.:	197 18 279.8
Documents Considered for Evaluation of Patentability:	
	DE 34 24 595 C2
	DE 36 08 586 A1
	DE 27 30 168 A1
	DE 24 04 473 A1
	DE-OS14 75 359
	DE 295 10 168 U1
	DE 87 01 790 U1

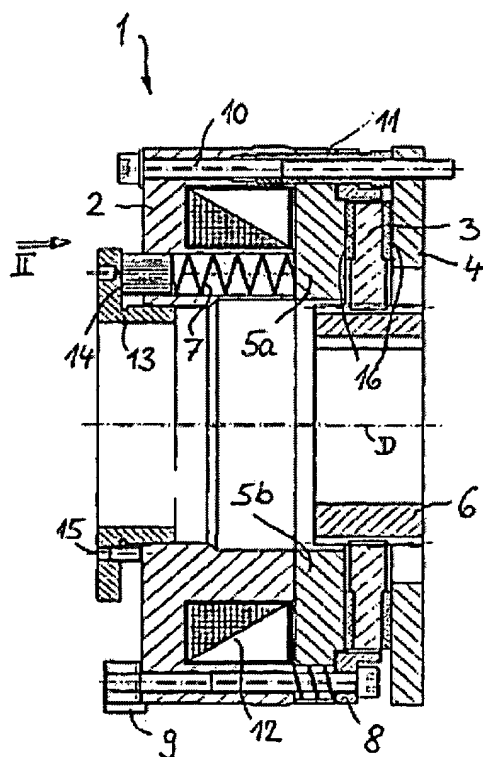
ELECTROMAGNETIC SPRING PRESSURE BRAKE

Inventor:	Michael Dietrich, 44879 Bochum, Germany
Patent Holder:	Stromag AG, 59425 Unna, Germany
Agent:	Ruff, Wilhelm, Beier, Dauster & Partner, Patent Attorneys, 70173 Stuttgart

An opposition can be filed within 3 months of publication of the granting

[Abstract]

Electromagnetic spring pressure brake with a rotatable brake disk arrangement, as well as with an armature disk arrangement axially allocated to the brake disk arrangement, which [armature disk arrangement] can be acted upon in an axial direction for friction connection with the brake disk arrangement by a compression spring arrangement and in the opposite axial direction by an electromagnetic coil, characterized by the fact that the armature disk arrangement is divided in the peripheral direction into armature disk halves (5a, 5b) arranged in a common plane, which are guided axially independently of each other and that the compression spring arrangement is divided into two compression springs (7, 17) each of which applies the same pressure forces and is allocated to one of the armature disk halves (5a, 5b).



Description

The invention concerns an electromagnetic spring pressure brake with a rotatable brake disk arrangement and with an armature disk arrangement axially allocated to the brake disk, which [armature disk arrangement] can be acted upon in an axial direction for friction connection to the brake disk arrangement by a compression spring arrangement and in the opposite axial direction by an electromagnetic coil.

DE-OS 14 75 359 concerns an electromagnetic spring pressure brake, which has a magnetic armature assembled from several individual armatures instead of an armature disk with compression springs. The individual armatures are fastened to leaf springs, to which brake

linings are glued. Leaf springs are fastened to a magnetic core by means of screws. One leaf spring, two individual armatures and two brake linings each form a brake element, in which the required braking force is exclusively produced by the leaf springs.

An electromagnetic spring pressure brake is known from DE 36 08 586 A1 in which a one-part armature disk is forced against a brake flange by a compression spring arrangement. For release the armature disk is pulled against a coil element against the spring force of the compression spring arrangement by being acted upon by the current of an electromagnetic coil. In addition, the armature disk is assigned to a manual release device that permits manual release of the armature disk.

DE 295 10 168 U1 discloses a spring disk-dual circuit brake system in which the armature disk is divided into two concentric disk rings, both disk rings being arranged axially movable.

It is also known (DE 34 24 595 C2) to provide an electromagnetically releasable spring pressure brake with an armature disk multiply divided in the peripheral direction, in which an electromagnet is allocated to each armature disk segment. Depending on action of the individual electromagnets, it is possible to release the armature disk segments individually, in groups or together, as well as simultaneously or in temporal sequence.

The problem of the invention is to devise an electromagnetic spring pressure brake of the type just mentioned through which two independent brake circuits are created by simple means.

This problem is solved in that the armature disk arrangement is divided in the peripheral direction into two armature disk halves arranged in a common plane, which are axially guided independently of each other and in that the compression spring arrangement is divided into two compression spring units, each of which applies equal pressure forces and each of which is allocated to one armature disk half. Since both armature disk halves are acted upon by a single, common electromagnetic coil, simultaneous release of both armature disk halves is guaranteed. Since the two armature disk halves are guided independently of each other and are spring-loaded independently of each other, the failure of one armature disk half still permits braking function by the other armature disk half. Failure of an armature disk half could occur, in particular, by jamming of this armature disk half. The spring pressure brake according to the invention therefore fulfills the regulations for passenger and freight elevators since, on the one hand, the electromagnetic spring pressure brake produces exclusively a mechanical deceleration and, on the other hand, during failure of one component of the brake, especially an armature disk half, sufficient braking action is retained in order to decelerate an elevator car loaded with a corresponding useful load. The spring pressure brake according to the invention merely requires simple mechanical means in order to achieve the desired function. Mutual contact of the armature disk halves is ruled out by the independent guiding. Soiling of the gap between the two armature

disk halves cannot occur, since the gap can be chosen large enough without magnetic disadvantages. The solution according to the invention is suitable for both spring pressure brakes with one part or multipart brake disks and also for spring pressure brakes with a brake disk arrangement in the form of lamellar disks.

In an embodiment of the invention the compression spring unit is arranged relative to the corresponding armature disk half so that its pressure center of gravity coincides with a surface center of gravity of the armature disk half. By this configuration uniform distribution of surface pressure on the brake disk is obtained so that a good braking effect is achieved.

In another embodiment of the invention the axial guiding of each armature disk half is formed respectively by two parallel linear guides, whose common geometric cutting line of their guide axes intersects the surface center of gravity of the corresponding armature disk half. Because of this, jamming of the armature disk halves is prevented during a corresponding axial displacement.

In another embodiment of the invention each compression spring unit has a compression spring partial unit that is loaded by a control element for braking moment adjustment of the brake disk, in which the compression spring partial unit has the same pressure center of gravity as the entire compression spring unit. This embodiment guarantees that the braking moment of the two braking circuits is always of the same magnitude. Adjustment of the braking moment by adjusting the control element therefore has no effect on the position of the pressure center of gravity of the corresponding entire compression spring unit.

In another embodiment of the invention a release ring arranged coaxial to the armature disk halves is provided, which is movable axially by means of manual control for simultaneous release of the armature disk halves. Because of this embodiment only a single common release ring is required, which releases both armature disk halves simultaneously in simple fashion.

Additional advantages and features of the invention are apparent from the claims and the subsequent description of a preferred application example of the invention shown by means of the drawings.

Figure 1 shows a section of a variant of an electromagnetic spring pressure brake according to the invention in which the cutting path corresponds to the cutting line I-I in Figure 2,

Figure 2 shows a view of the electromagnetic spring pressure brake according to Figure 1 in the direction of arrow II in Figure 1,

Figure 3 shows in an enlarged view two armature disk halves of the spring pressure brake according to Figures 1 and 2 including a brake disk provided with a friction lining, which is only shown with a dashed line,

Figure 4 shows the two armature disk halves according to Figure 3 in a front view,

Figure 5 shows a cutout of the two armature disk halves according to Figure 4 along the cutting line V-V in Figure 4,

Figure 6 shows a view of a coil element of the electromagnetic spring pressure brake according to Figure 1,

Figure 7 shows a section through the coil element according to Figure 6 along the cutting line VII-VII in Figure 6,

Figure 8 shows a cutout of the coil element according to Figure 6 along the cutting line VIII-VIII in Figure 6,

Figure 9 shows another cutout of the coil element according to Figure 6 along the cutting line IX-IX in Figure 6,

Figure 10 shows a view of a release ring for the spring pressure brake according to Figures 1 and 2,

Figure 11 shows a section through the release ring according to Figure 10 along the cutting line XI-XI in Figure 10 and

Figure 12 shows a section of another variant of an electromagnetic spring pressure brake according to the invention provided with lamellae.

An electromagnetic spring pressure brake according to Figures 1 to 11 is used for braking of a passenger or freight elevator and is configured as a dual circuit spring pressure brake, as further described below. The spring pressure brake 1 has a driver hub 6 rotatable around an axis of rotation D, which hub is connected to rotate together with a corresponding drive element of the passenger or freight elevator. The driver hub 6 is provided with external gearing on its outer surface, on which a brake disk ring 3 arranged coaxial and to rotate together with driver hub 6 is secured by means of corresponding internal gearing. The gearing between the driver hub 6 and the brake disk ring 3 is chosen so that the two components can be moved axially relative to each other. Because of this, axial compensation depending on the corresponding drive element of the passenger and freight elevator is possible. The brake disk ring 3 is axially flanked on one side by a fixed brake flange 4. On the opposite side an armature disk divided into two armature disk halves 5a and 5b is connected to the brake disk ring 3. The two armature disk halves 5a and 5b are divided in the peripheral direction and form two separate components independent of each other (Figures 3 to 5). On the side of the two armature disk halves 5a and 5b opposite brake disk ring 3, a coil element 2 is axially connected to them, which, like the two armature disk halves 5a and 5b, is aligned coaxial with the driver hub 6 and therefore to the brake disk ring 3. The brake disk ring 3 has two friction lining rings 16 on its opposite faces and therefore facing both the armature disk halves 5a and 5b and the brake flange 4.

The coil element 2 is provided in known fashion with an annular space 22 open toward the armature disk halves 5a, 5b (Figures 6 and 7), in which an electromagnetic coil ring 12 is

arranged. Electrical connection cables 26 (Figure 2) are introduced to the annular space of the coil element 2 via a radial bore 23 (Figure 8). The coil element 2 is rigidly connected to brake flange 4 via screw connections 10, 11, the screw connections being arranged distributed over the periphery of the spring pressure brake 1 (Figure 2). The screw connections 10, 11 are configured as adjustment devices for adjustment of the air gap between the brake disk ring 3 and brake flange 4 and the armature disk halves 5a, 5b. For this purpose adjustment sleeves 11 are screwed onto the corresponding connection screws 10 whose [sleeves] front edge facing the brake flange 4 respectively assumes axial support of the brake flange 4. The desired air gap adjustment is achieved by corresponding rotation of the adjustment sleeves 11.

The two armature disk halves 5a and 5b are configured identical to each other and are respectively mounted axially displaceable on two guide pins 18, the two guide pins 18 of each armature disk half 5a, 5b respectively running parallel to the axis of rotation D. The two armature disk halves 5a and 5b together form the shape of a closed armature disk ring, which is divided into its halves. In practice, the two armature disk halves 5a and 5b are also manufactured so that a closed armature disk ring is initially created, which is then precisely cut in half. The two armature disk halves 5a and 5b are respectively axially movable on two guide pins 18, whose guide axes are respectively aligned parallel to the axis of rotation D. The armature disk halves 5a and 5b are guided by the guide pins 18 so that between the facing edges of the two armature disk halves 5a and 5b a uniform gap 20 remains (Figures 3 to 5). The gap 20 is dimensioned so that no abraded material can deposit in the gap 20 from the friction lining 16 during operation of the spring pressure brake 1. The two guide pins 18 of each armature disk half 5a, 5b each have the same spacing to gap 20. The guide pins 18 are then arranged relative to the respective armature disk half 5a, 5b so that a geometric connection line between their guide axes (shown with a dashed line) precisely intersects a surface center of gravity S of the corresponding armature disk half 5a, 5b (Figure 3).

A compression spring unit 7, 17 assembled from four inner helical compression springs 7 and four outer helical compression springs 17 designed weaker and forming a partial unit is allocated to each armature disk half 5a, 5b. The inner helical compression springs 7 are arranged in axial bores 21 in coil element 2. The outer helical compression springs 17 are arranged in blind holes 25 of the coil element 2 radially outside the inner helical compression springs 7. The four inner helical compression springs 7 are positioned according to Figure 3 relative to the corresponding armature disk half 5a, 5b in the coil element 2 so that they have a common pressure center of gravity that agrees precisely with the surface center of gravity S of the corresponding armature disk half 5a, 5b. The four outer helical compression springs 17 are also positioned in coil element 2 relative to the corresponding armature disk half 5a, 5b so that they

have a common pressure center of gravity that lies precisely in the surface center of gravity S of the corresponding armature disk half 5a, 5b.

The compression spring force of the inner helical compression springs 7 is adjustable so that the braking moment for brake disk 3 can be adjusted. For this purpose the inner helical compression springs 7 are supported on their end corresponding to the armature disk half 5a, 5b by support pin 14 arranged to slide axially in the corresponding hole 21 of coil element 2. An annular flange of an adjustment ring 13 acts on the support pin 14, which ring is screwed coaxially into coil element 2. For this purpose an internal thread is provided on the inside periphery of the annular coil element 2 and a corresponding outside thread is arranged on the adjustment ring 13. Several safety pins 15 are additionally assigned to the adjustment ring, which are configured as screw bolts and are forced on the end against coil element 2 so that the set position of adjustment ring 13 is fixed.

In order to permit manual release of the compression spring brake 1, a manual lever device 9 is provided, which axially moves a release ring 8 via two diametrically opposite pin connections. The release ring 8 (Figures 1, 10 and 11) encloses the brake disk ring 3 radially outward coaxial to axis of rotation D and has an L-shaped profile. Release ring 8 is inserted axially into a corresponding gradation of each armature disk half 5a and 5b so that a space-saving arrangement of the release ring 8 is produced. The release ring 8 is guided axially via the two guide sleeves 11 (Figure 1) arranged on diametrically opposite sides of the compression spring brake 1, wherein the guides for the release ring are each offset by 90° relative to the operating pins for axial displacement of the release ring 8 in the peripheral direction. The two operating pins of the operating device 9 (Figure 1 bottom) according to Figure 3 extend to the height of recesses 19 axially through the coil element 2 and the two armature disk halves 5a, 5b and engage at the level of the gap 20 on release ring 8. A compression spring (Figure 1) (not further designated) that holds the release ring 8 in its position and axially releases the armature disk halves 5a and 5b is allocated to each operating pin. Two operating blocks are rigidly connected on the axial end of coil element 2 opposite the release ring 8 to the operating pins of the operating device 9, from which an operating clamp radially encompassing both operating blocks protrudes (Figure 2). The operating clamp is also rigidly connected to the operating blocks. Axial pulling or pushing of the operating clamp therefore causes manual release of the armature disk halves 5a and 5b.

In normal operation of the electromagnetic spring pressure brake 1 the two armature halves 5a and 5b are pressed against the brake disk ring 3 via their two respective compression spring units 7, 17 independently of each other so that this [ring] is additionally forced axially against the fixed brake flange 4 so that both friction lining rings 16 are active. Adjustment of the braking moment occurs, as just described, via the inner compression spring partial unit 7 and the

corresponding adjustment device 13, 14, 15. As soon as the electromagnetic coil 12 causes a corresponding electrical switching process, the two armature disk halves 5a and 5b are pulled axially at the same time against the coil element 2 so that the brake disk ring 3 is released. A corresponding current disengagement of the electromagnetic coil 12 then brings the compression spring unit 7, 17 of the two armature disk halves 5a and 5b back into action so that the armature disk halves 5a and 5b are again forced against the brake disk ring 3.

The spring pressure brake according to Figure 12 is designed as a lamellar brake, a lamellar disk arrangement 30, 31 being provided as a brake disk arrangement. The compression spring brake in known fashion has a coil element 27 including an outer body 29. On the side opposite coil element 27 the outer body 29 is rigidly connected to a friction disk 33. Coil element 27, outer body 29 and friction disk 23 form the fixed brake elements. A hub 28 is arranged to rotate coaxially within the body of the brake, and is flanged to a braking drive. The lamellar disk arrangement 30, 31 is positioned between the outer body 29 and the hub 28. The lamellar disk arrangement 30, 31 has a total of five inner lamellar disks 30 in known fashion, each of which is provided with a friction lining on opposite axial sides. Outer lamellar rings 31, which are secured to rotate on outer body 29 by means of corresponding mounting blocks (not further shown), are positioned between the inner lamellar disks 30. The inner lamellar disks 30 are secured to rotate by means of corresponding grooves and connectors on hub 28. Both the inner lamellar disks 30 and the outer lamellar rings 31 are arranged to move axially.

The brake disk arrangement so formed is acted upon by an armature disk arrangement 32a, 32b assembled from two armature disk halves 32a and 32b. Mounting and pressure exposure of the armature disk halves is identical to the armature disk halves 5a and 5b according to Figures 1 and 3 to 5 so that the application example according to Figures 1 to 11 can be referred to for further explanation. The only difference in the spring pressure brake according to Figure 12 is therefore that the armature disk halves 32a and 32b do not act upon a one-piece brake disk according to the application example of Figures 1 to 11, but instead act on a brake disk arrangement in the form of a lamellar disk arrangement 30, 31, which can be forced axially against the fixed friction disk 33 and against each other.

Claims

1. Electromagnetic spring pressure brake with a rotatable brake disk arrangement, as well as with an armature disk arrangement axially allocated to the brake disk arrangement, which [armature disk arrangement] can be acted upon in an axial direction for friction connection with the brake disk arrangement by a compression spring arrangement and in the opposite axial direction by an electromagnetic coil, characterized by the fact that the armature disk arrangement in the peripheral direction is divided into two armature disk halves (5a, 5b) arranged in a

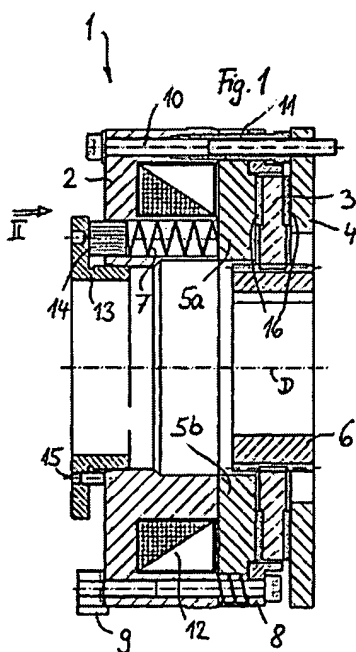
common plane, which are guided axially independently of each other and that the compression spring arrangement is divided into two compression spring units (7, 17), each of which applies equal pressure forces and is allocated to one armature disk half (5a, 5b).

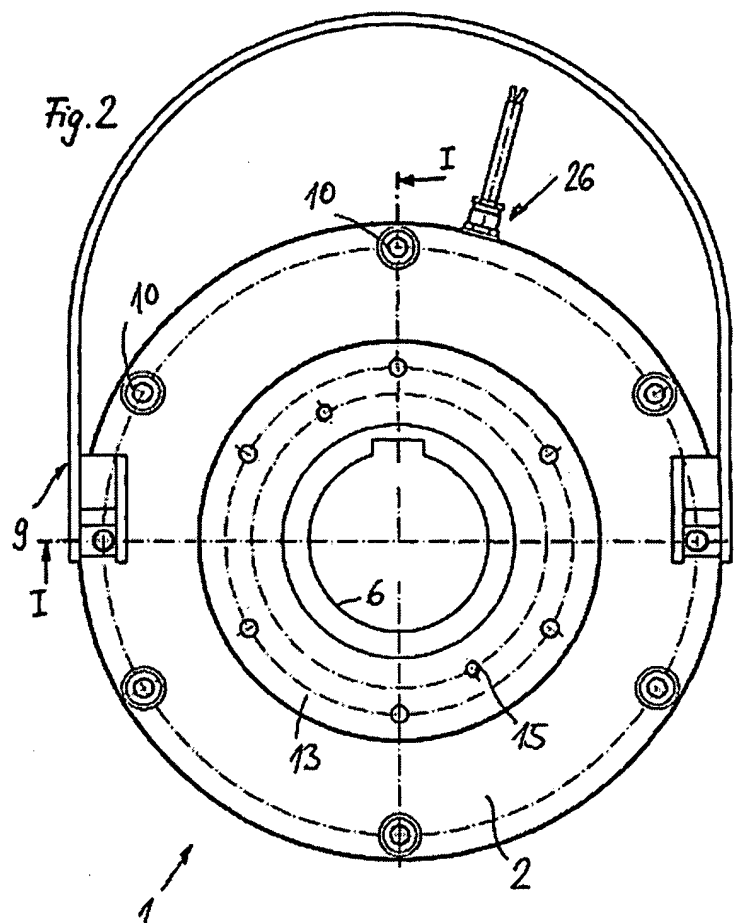
2. Electromagnetic spring pressure brake according to Claim 1, characterized by the fact that the compression spring unit (7, 17) is arranged relative to the corresponding armature disk half (5a, 5b) so that its pressure center of gravity coincides with a surface center of gravity (S) of the armature disk half (5a, 5b).

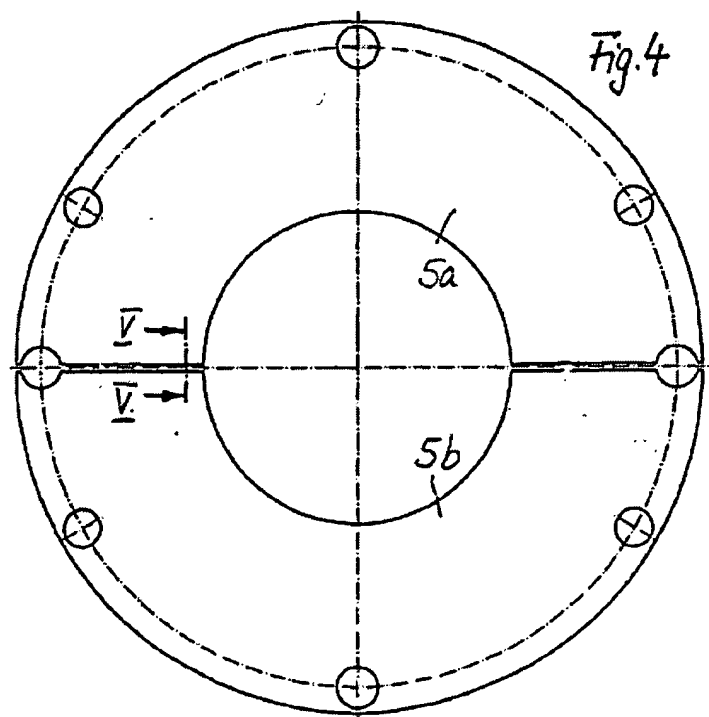
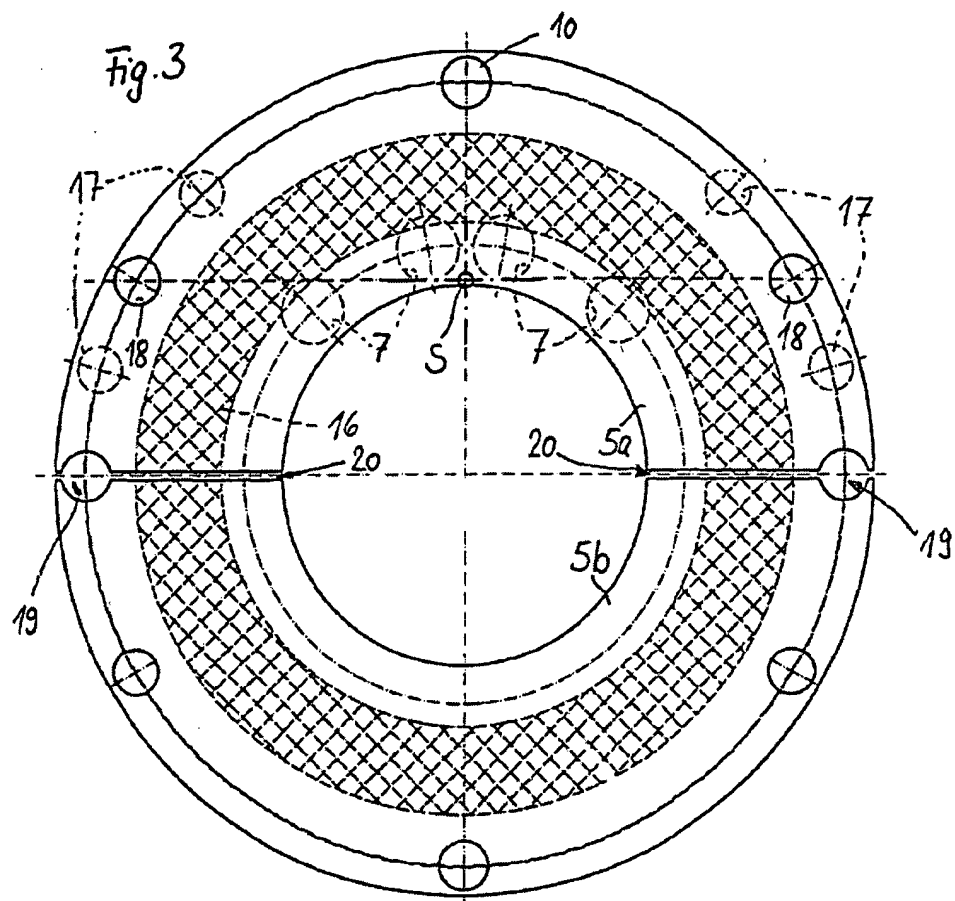
3. Electromagnetic spring pressure brake according to Claim 2, characterized by the fact that axial guiding of each armature disk half (5a, 5b) is configured respectively by two parallel linear guides (18) whose common geometric cutting line of their guide axes intersects the surface center of gravity (S) of the corresponding armature disk half (5a, 5b).

4. Electromagnetic spring pressure brake according to one of the preceding claims, characterized by the fact that each compression spring unit (7, 17) has a compression spring partial unit (7), which is loaded by a control element (13) for a braking moment adjustment of brake disk (3) in which the compression spring partial unit (7) has the same pressure center of gravity as the entire compression spring unit (7, 17).

5. Electromagnetic spring pressure brake according to one of the preceding claims, characterized by the fact that a release ring (8) arranged coaxially with the armature disk halves (5a, 5b) is provided, which can be moved axially by means of a manual operating device (9) for simultaneous release of the two armature halves (5a, 5b).







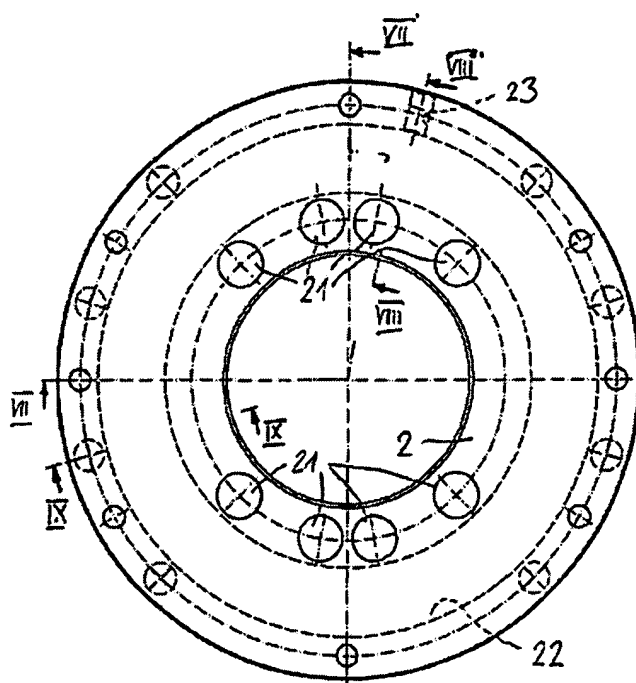
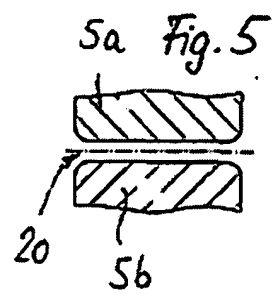
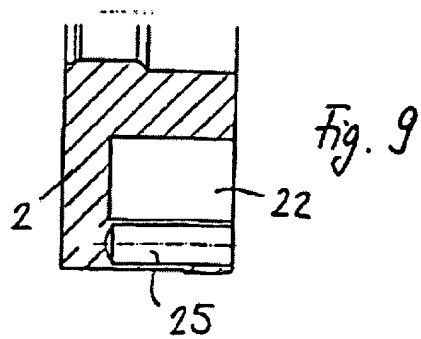
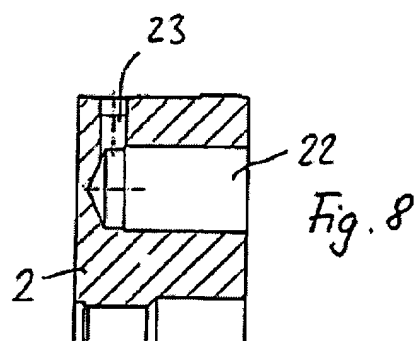
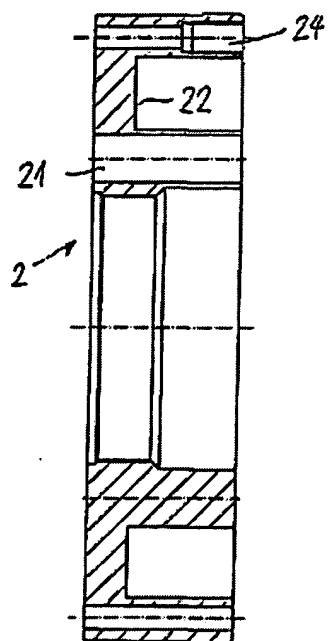
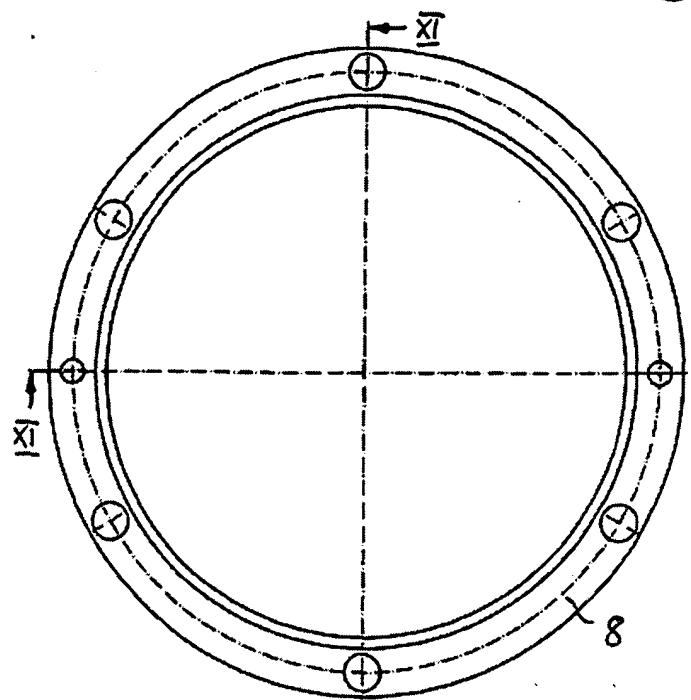
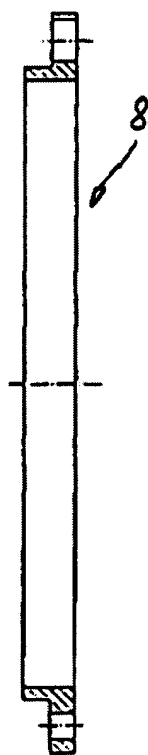


Fig. 6

Fig. 7



*Fig. 10**Fig. 11*

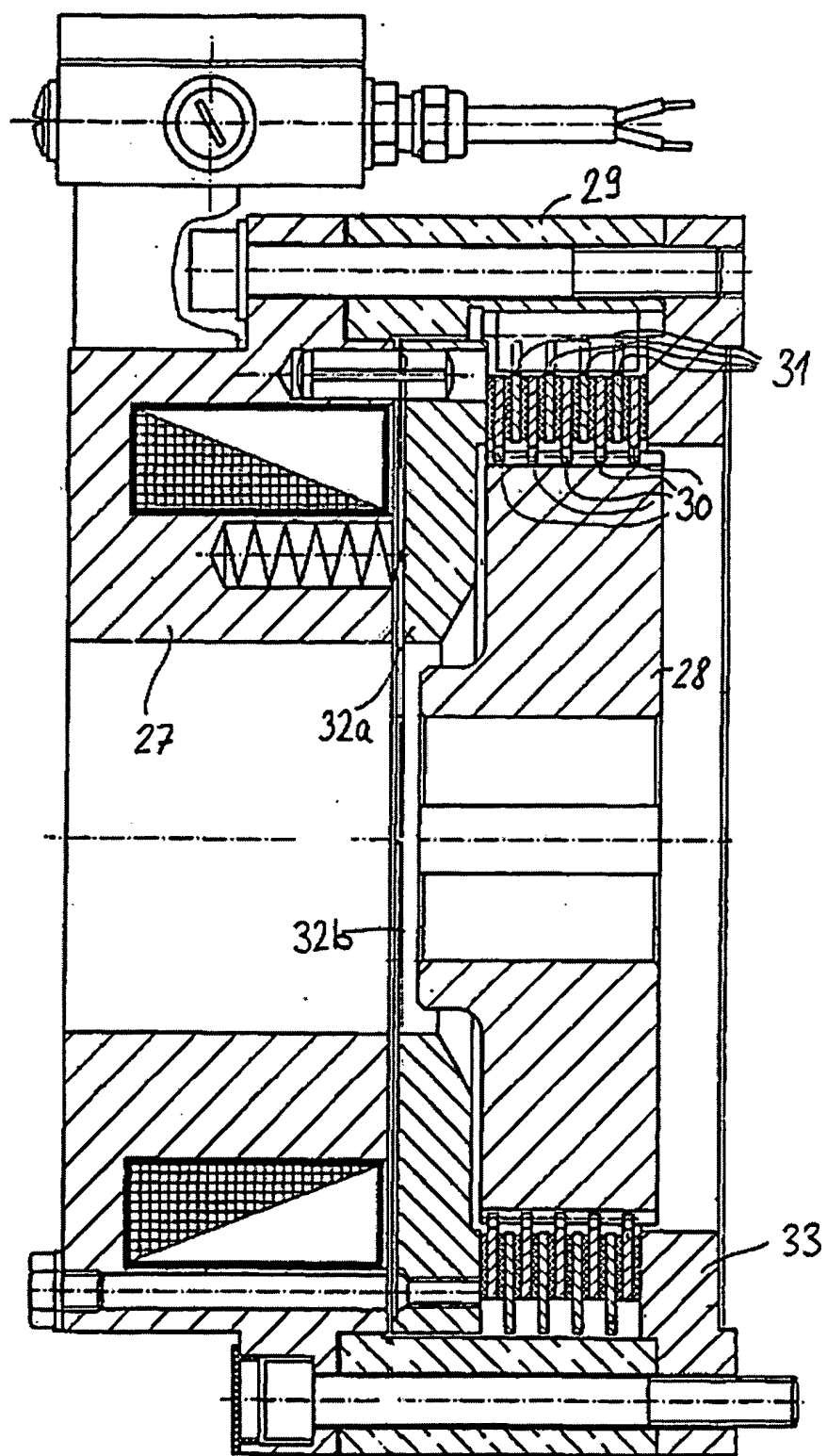


Fig. 12



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

12 Patentschrift
10 DE 198 19 141 C 2

51 Int. Cl.⁷:
F 16 D 59/02

21 Aktenzeichen: 198 19 141.3-12
22 Anmeldetag: 29. 4. 1998
43 Offenlegungstag: 3. 12. 1998
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 29. 3. 2001

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

66 Innere Priorität:
197 18 279. 8 01. 05. 1997

73 Patentinhaber:
Stromag AG, 59425 Unna, DE

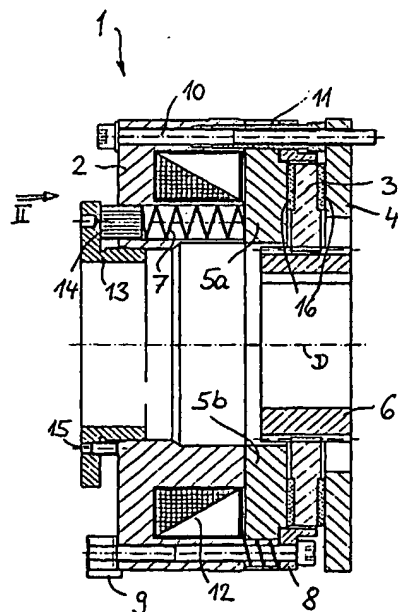
74 Vertreter:
Patentanwälte Ruff, Wilhelm, Beier, Dauster &
Partner, 70173 Stuttgart

72 Erfinder:
Dietrich, Michael, Dipl.-Ing., 44879 Bochum, DE

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
gezogene Druckschriften:

DE	34 24 595 C2
DE	36 08 586 A1
DE	27 30 168 A1
DE	24 04 473 A1
DE-OS	14 75 359
DE	295 10 168 U1
DE	87 01 790 U1

- 54 Elektromagnetische Federdruckbremse
- 57 Elektromagnetische Federdruckbremse mit einer drehbaren Bremsscheibenanordnung sowie mit einer der Bremsscheibenanordnung axial zugeordneten Ankerscheibenanordnung, die in einer Axialrichtung für einen Kraftschluß mit der Bremsscheibenanordnung durch eine Druckfederanordnung und in der entgegengesetzten Axialrichtung durch eine elektromagnetische Spule beaufschlagbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Ankerscheibenanordnung in Umfangsrichtung in zwei in einer gemeinsamen Ebene angeordnete Ankerscheibenhälften (5a, 5b) unterteilt ist, die unabhängig von einander axial geführt sind, und daß die Druckfederanordnung in zwei Druckfedereinheiten (7, 17) aufgeteilt ist, die jeweils gleiche Druckkräfte aufbringen und die jeweils einer Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) zugeordnet sind.



DE 198 19 141 C 2

DE 198 19 141 C 2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine elektromagnetische Federdruckbremse mit einer drehbaren Bremsscheibenanordnung sowie mit einer der Bremsscheibe axial zugeordneten Ankerscheibenanordnung, die in einer Axialrichtung für einen Kraftschluß mit der Bremsscheibenanordnung durch eine Druckfederanordnung und in der entgegengesetzten Axialrichtung durch eine elektromagnetische Spule beaufschlagbar ist.

Die DE-OS 14 75 359 betrifft eine elektromagnetische Federdruckbremse, die anstelle einer Ankerscheibe mit Druckfedern einen aus vielen Einzelankern zusammengesetzten Magnetanker aufweist. Die Einzelanker sind auf Blattfedern befestigt, auf denen Bremsbeläge aufgeklebt sind. Die Blattfedern sind mit Hilfe von Schrauben an einem Magnetkern befestigt. Jeweils eine Blattfeder, zwei Einzelanker und zwei Bremsbeläge bilden jeweils ein Bremsselement, wobei die erforderliche Bremskraft ausschließlich von den Blattfedern erzeugt wird.

Aus der DE 36 08 586 A1 ist eine elektromagnetische Federdruckbremse bekannt, bei der eine einteilige Ankerscheibe durch eine Druckfederanordnung gegen einen Bremsflansch gedrückt wird. Zur Lüftung wird die Ankerscheibe entgegen der Federkraft der Druckfederanordnung durch die Strombeaufschlagung einer elektromagnetischen Spule gegen einen Spulenkörper gezogen. Zusätzlich ist der Ankerscheibe eine Handlüftungseinrichtung zugeordnet, die eine manuelle Lüftung der Ankerscheibe ermöglicht.

Die DE 295 10 168 U1 offenbart ein Federdruck-Zweikreisbremssystem, bei dem die Ankerscheibe in zwei konzentrisch zueinander angeordnete Scheibenringe aufgeteilt ist, wobei beide Scheibenringe axial verschiebbar angeordnet sind.

Es ist auch bekannt (DE 34 24 595 C2), eine elektromagnetisch lüftbare Federdruckbremse mit einer in Umfangsrichtung mehrfach geteilten Ankerscheibe zu versehen, wobei jedem Ankerscheibensegment ein eigener Elektromagnet zugeordnet ist. Je nach Beaufschlagung der einzelnen Elektromagneten ist es möglich, die Ankerscheibensegmente einzeln, gruppenweise oder gemeinsam sowie zeitgleich oder zeitlich hintereinander zu lüften.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine elektromagnetische Federdruckbremse der eingangs genannten Art zu schaffen, durch die mit einfachen Mitteln zwei voneinander unabhängige Bremskreise geschaffen werden.

Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß die Ankerscheibenanordnung in Umfangsrichtung in zwei in einer gemeinsamen Ebene angeordnete Ankerscheibenhälften unterteilt ist, die unabhängig voneinander axial geführt sind, und daß die Druckfederanordnung in zwei Druckfedereinheiten aufgeteilt ist, die jeweils gleiche Druckkräfte aufbringen und die jeweils einer Ankerscheibenhälfte zugeordnet sind. Da beide Ankerscheibenhälften durch eine einzelne, gemeinsame elektromagnetische Spule beaufschlagbar sind, ist eine gleichzeitige Lüftung beider Ankerscheibenhälften gewährleistet. Da die beiden Ankerscheibenhälften unabhängig voneinander geführt und unabhängig voneinander federbeaufschlagt sind, ermöglicht auch der Ausfall einer Ankerscheibenhälfte noch eine ausreichende Bremsfunktion durch die andere Ankerscheibenhälfte. Ein Ausfall einer Ankerscheibenhälfte könnte insbesondere durch eine Verklemmung dieser Ankerscheibenhälfte erfolgen. Die erfindungsgemäße Federdruckbremse erfüllt somit die Vorschriften für Personen- und Lastenaufzüge, da zum einen die elektromagnetische Federdruckbremse eine ausschließlich mechanische Verzögerung bewirkt und zum anderen auch bei Versagen eines Bauteils der Bremse, insbesondere einer Anker-

scheibenhälfte, eine ausreichende Bremswirkung erhalten bleibt, um einen mit einer entsprechenden Nutzlast beladenen Fahrkorb zu verzögern. Die erfindungsgemäße Federdruckbremse benötigt lediglich einfache mechanische Mittel, um die gewünschte Funktion zu erzielen. Ein gegenseitiges Berühren der Ankerscheibenhälften ist durch die jeweils voneinander unabhängige Führung ausgeschlossen. Eine Verschmutzung des Spaltes zwischen den beiden Ankerscheibenhälften kann nicht auftreten, da der Spalt ohne magnetische Nachteile ausreichend groß gewählt werden kann. Die erfindungsgemäße Lösung eignet sich sowohl für Federdruckbremsen mit ein- oder mehrteiligen Bremsscheiben als auch für Federdruckbremsen mit einer Bremsscheibenanordnung in Form von Lamellenscheiben.

In Ausgestaltung der Erfindung ist die Druckfedereinheit bezüglich der zugeordneten Ankerscheibenhälfte derart angeordnet, daß ihr Druckschwerpunkt mit einem Flächenschwerpunkt der Ankerscheibenhälfte übereinstimmt. Durch diese Ausgestaltung ergibt sich eine gleichmäßige Verteilung der Flächenpressung auf der Bremsscheibe, wodurch eine gute Bremswirkung erzielt wird.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist die axiale Führung jeder Ankerscheibenhälfte durch jeweils zwei zueinander parallele Linearführungen gestaltet, deren gemeinsame geometrische Schnittlinie ihrer Führungsachsen den Flächenschwerpunkt der zugeordneten Ankerscheibenhälfte schneidet. Dadurch wird vorteilhaft ein Verkanten der Ankerscheibenhälften bei einer entsprechenden axialen Verschiebung verhindert.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung weist jede Druckfedereinheit eine Druckfederteileinheit auf, die durch ein Stellelement für eine Bremsmomenteinstellung der Bremsscheibe belastet ist, wobei die Druckfederteileinheit den identischen Druckschwerpunkt wie die gesamte Druckfedereinheit aufweist. Diese Ausgestaltung gewährleistet, daß das Bremsmoment der beiden Bremskreise immer gleich groß ist. Eine Einstellung des Bremsmomentes durch ein Verstellen des Stellelementes hat somit keinen Einfluß auf die Lage des Druckschwerpunktes der jeweiligen gesamten Druckfedereinheit.

In weiterer Ausgestaltung der Erfindung ist ein zu den Ankerscheibenhälften koaxial angeordneter Lüftring vorgesehen, der für eine gleichzeitige Lüftung der Ankerscheibenhälften mittels einer Handbetätigung axial beweglich ist. Durch diese Ausgestaltung wird lediglich ein einzelner, gemeinsamer Lüftring benötigt, der in einfacher Weise beide Ankerscheibenhälften gleichzeitig lüftet.

Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus den Ansprüchen. Nachfolgend ist ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung beschrieben und anhand der Zeichnungen dargestellt.

Fig. 1 zeigt in einem Schnitt eine Ausführungsform einer erfindungsgemäßen elektromagnetischen Federdruckbremse, wobei der Schnittverlauf der Schnittlinie I-I in Fig. 2 entspricht,

Fig. 2 eine Ansicht der elektromagnetischen Federdruckbremse nach Fig. 1 in Richtung des Pfeiles II in Fig. 1,

Fig. 3 in vergrößerter Darstellung zwei Ankerscheibenhälften der Federdruckbremse nach den Fig. 1 und 2 einschließlich einer zugeordneten und mit einem Reibbelag versehenen Bremsscheibe, die lediglich gestrichelt angedeutet ist,

Fig. 4 in einer Frontansicht die beiden Ankerscheibenhälften nach Fig. 3,

Fig. 5 einen Ausschnitt der beiden Ankerscheibenhälften nach Fig. 4 entlang der Schnittlinie V-V in Fig. 4,

Fig. 6 eine Ansicht eines Spulenkörpers der elektromagnetischen Federdruckbremse nach Fig. 1,

Fig. 7 einen Schnitt durch den Spulenkörper nach Fig. 6 entlang der Schnittlinie VII-VII in Fig. 6,

Fig. 8 einen Ausschnitt des Spulenkörpers nach Fig. 6 entlang der Schnittlinie VIII-VIII in Fig. 6,

Fig. 9 einen weiteren Ausschnitt des Spulenkörpers nach Fig. 6 entlang der Schnittlinie IX-IX in Fig. 6,

Fig. 10 in einer Ansicht einen Lüftring für die Federdruckbremse nach den Fig. 1 und 2,

Fig. 11 einen Schnitt durch den Lüftring nach Fig. 10 entlang der Schnittlinie XI-XI in Fig. 10 und

Fig. 12 in einem Schnitt eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen elektromagnetischen Federdruckbremse, die mit Lamellen versehen ist.

Eine elektromagnetische Federdruckbremse 1 gemäß den Fig. 1 bis 11 dient zum Abbremsen eines Personen- oder Lastenaufzuges und ist als Zweikreis-Federdruckbremse – wie nachfolgend näher beschrieben – gestaltet. Die Federdruckbremse 1 weist eine um eine Drehachse D drehbare Mitnehmernabe 6 auf, die dreh-schlüssig mit einem entsprechenden Antriebsglied des Personen- oder Lastenaufzuges verbindbar ist. Die Mitnehmernabe 6 ist auf ihrem Außenmantel mit einer Außenverzahnung versehen, auf der mittels einer entsprechenden Innenverzahnung ein koaxial und dreh-schlüssig zu der Mitnehmernabe 6 angeordneter Brems-scheibenring 3 gehalten ist. Die Verzahnung zwischen der Mitnehmernabe 6 und dem Brems-scheibenring 3 ist so gewählt, daß die beiden Bauteile relativ zueinander axial beweglich sind. Dadurch ist ein axialer Ausgleich abhängig von dem jeweiligen Antriebsglied des Personen- und Lastenaufzuges möglich. Der Brems-scheibenring 3 wird zu einer Seite axial von einem ortsfesten Bremsflansch 4 flankiert. Auf der gegenüberliegenden Seite schließt an den Brems-scheibenring 3 eine in zwei Ankerscheibenhälften 5a und 5b unterteilte Ankerscheibe an. Die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b sind in Umfangsrichtung geteilt und bilden zwei voneinander unabhängige, getrennte Bauteile (Fig. 3 bis 5). Auf der dem Brems-scheibenring 3 gegenüberliegenden Seite der beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b ist axial an diese ein Spulenkörper 2 angeschlossen, der – wie auch die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b – koaxial zur Mitnehmernabe 6 und damit zum Brems-scheibenring 3 ausgerichtet ist. Der Brems-scheibenring 3 weist auf seinen gegenüberliegenden Stirnseiten und damit sowohl den Ankerscheibenhälften 5a, 5b als auch dem Bremsflansch 4 zugewandt, zwei Reibbelagringe 16 auf.

Der Spulenkörper 2 ist in an sich bekannter Weise mit einem zu den Ankerscheibenhälften 5a, 5b hin offenen Ringraum 22 (Fig. 6 und 7) versehen, in dem ein elektromagnetischer Spulenring 12 angeordnet ist. Elektrische Anschlußkabel 26 (Fig. 2) sind über eine Radialbohrung 23 (Fig. 8) in den Ringraum des Spulenkörpers 2 eingeführt. Der Spulenkörper 2 ist über Schraubverbindungen 10, 11 fest mit dem Bremsflansch 4 verbunden, wobei die Schraubverbindungen über den Umfang der Federdruckbremse 1 verteilt angeordnet sind (Fig. 2). Die Schraubverbindungen 10, 11 sind als Einstellvorrichtungen zur Einstellung des Luftspaltes zwischen dem Brems-scheibenring 3 und dem Bremsflansch 4 bzw. den Ankerscheibenhälften 5a, 5b gestaltet. Dazu sind auf die jeweiligen Verbindungsschrauben 10 Einstellhülsen 11 aufgeschraubt, deren zum Bremsflansch 4 gewandter Stirnrand jeweils die axiale Abstützung des Bremsflansches 4 übernimmt. Durch eine entsprechende Verdrehung der Einstellhülsen 11 wird die gewünschte Luftspaleinstellung erzielt.

Die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b sind identisch zueinander gestaltet und sind jeweils auf zwei Führungsbolzen 18 axial verschiebbar gelagert, wobei die beiden Führungsbolzen 18 jeder Ankerscheibenhälfte 5a, 5b je-

weils achsparallel zur Drehachse D verlaufen. Die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b bilden gemeinsam die Form eines geschlossenen Ankerscheibenringes, der in seiner Hälfte unterteilt ist. Auch in der Praxis werden die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b dadurch hergestellt, daß zunächst ein geschlossener Ankerscheibenring geschaffen wird, der anschließend exakt halbiert zerschnitten wird. Die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b sind jeweils auf zwei Führungsbolzen 18 axial verschiebbar geführt, deren Führungsachsen jeweils parallel zur Drehachse D ausgerichtet sind. Die Ankerscheibenhälften 5a und 5b sind durch die Führungsbolzen 18 derart geführt, daß zwischen den einander zugewandten Rändern der beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b ein gleichmäßiger Spalt 20 verbleibt (Fig. 3 bis 5). Der Spalt 20 ist so groß bemessen, daß sich kein Abrieb im Spalt 20 durch die Reibbeläge 16 im Betrieb der Federdruckbremse 1 absetzen kann. Die beiden Führungsbolzen 18 jeder Ankerscheibenhälfte 5a, 5b weisen jeweils den gleichen Abstand zum Spalt 20 auf. Dabei sind die Führungsbolzen 18 derart relativ zu der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b angeordnet, daß eine geometrische Verbindungslinie zwischen ihren Führungsachsen (gestrichelt dargestellt) exakt einen Flächenschwerpunkt S der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b schneidet (Fig. 3).

Jeder Ankerscheibenhälfte 5a, 5b ist eine Druckfedereinheit 7, 17 zugeordnet, die aus vier eine Teileinheit bildenden inneren Schraubendruckfedern 7 sowie aus vier schwächer ausgelegten äußeren Schraubendruckfedern 17 zusammengesetzt ist. Die inneren Schraubendruckfedern 7 sind in Axialbohrungen 21 im Spulenkörper 2 angeordnet. Die äußeren Schraubendruckfedern 17 sind in Sackbohrungen 25 des Spulenkörpers 2 radial außerhalb zu den inneren Schraubendruckfedern 7 angeordnet. Die vier inneren Schraubendruckfedern 7 sind gemäß Fig. 3 derart relativ zu der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b im Spulenkörper 2 positioniert, daß sie einen gemeinsamen Druckschwerpunkt aufweisen, der exakt mit dem Flächenschwerpunkt S der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b übereinstimmt. Auch die vier äußeren Schraubendruckfedern 17 sind derart im Spulenkörper 2 relativ zu der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b positioniert, daß sie einen gemeinsamen Druckschwerpunkt aufweisen, der exakt in dem Flächenschwerpunkt S der jeweiligen Ankerscheibenhälfte 5a, 5b liegt.

Die Druckfederkraft der inneren Schraubendruckfeder 7 ist einstellbar, wodurch das Bremsmoment für die Brems-scheibe 3 eingestellt werden kann. Dazu stützen sich die inneren Schraubendruckfedern 7 auf ihrer der jeweils zugeordneten Ankerscheibenhälfte 5a, 5b gegenüberliegenden Stirnseite an jeweils einem Stützbolzen 14 ab, der in der jeweiligen Bohrung 21 des Spulenkörpers 2 axial gleitbeweglich angeordnet ist. Auf die Stützbolzen 14 wirkt ein Ringflansch eines Einstellringes 13, der koaxial zum Spulenkörper 2 in diesen eingeschraubt ist. Dazu ist am Innenumfang des ringförmigen Spulenkörpers 2 ein Innengewinde vorgesehen und am Einstellring 13 ist ein korrespondierendes Außengewinde angeordnet. Dem Einstellring 13 sind zudem mehrere Sicherungsstifte 15 zugeordnet, die als Schraubbolzen gestaltet sind und sich stirnseitig gegen den Spulenkörper 2 pressen, wodurch die jeweils eingestellte Position des Einstellringes 13 fixiert ist.

Um eine Handbelüftung der Federdruckbremse 1 zu ermöglichen, ist eine Handhebeleinrichtung 9 vorgesehen, die über zwei einander diametral gegenüberliegende Bolzenverbindungen einen Lüftring 8 axial bewegt. Der Lüftring 8 (Fig. 1, 10 und 11) umschließt den Brems-scheibenring 3 radial außen koaxial zur Drehachse D und weist ein L-förmiges Profil auf. Der Lüftring 8 ist axial in eine entsprechende Abstufung jeder Ankerscheibenhälfte 5a und 5b eingesetzt,

wodurch sich eine platzsparende Anordnung des Lüftringes 8 ergibt. Der Lüftring 8 ist über die zwei Führungshülsen 11 (Fig. 1), die auf diametral gegenüberliegenden Seiten der Federdruckbremse 1 angeordnet sind, axial geführt, wobei die Führungen für den Lüftring um jeweils 90° zu den Betätigungsbolzen zur axialen Verschiebung des Lüftringes 8 in Umfangsrichtung versetzt sind. Die beiden Betätigungsbolzen der Betätigungseinrichtung 9 (Fig. 1 unten) ragen gemäß Fig. 3 auf Höhe der Aussparungen 19 axial durch den Spulenkörper 2 sowie die beiden Ankerscheibenhälften 5a, 5b hindurch und greifen auf Höhe des Spaltes 20 an dem Lüftring 8 an. Jedem Betätigungsbolzen ist eine nicht näher bezeichnete Druckfeder (Fig. 1) zugeordnet, die den Lüftring 8 in seiner die Ankerscheibenhälften 5a und 5b axial freigebenden Position halten. Auf der dem Lüftring 8 gegenüberliegenden axialen Stirnseite des Spulenkörpers 2 sind mit den Betätigungsbolzen der Betätigungseinrichtung 9 zwei Betätigungsblöcke starr verbunden, von denen aus radial ein beide Betätigungsblöcke übergreifender Betätigungsbügel (Fig. 2) abragt. Der Betätigungsbügel ist mit den Betätigungsblöcken ebenfalls starr verbunden. Ein axiales Ziehen oder Drücken des Betätigungsbügels bewirkt somit eine manuelle Lüftung der Ankerscheibenhälften 5a und 5b.

Im normalen Betrieb der elektromagnetischen Federdruckbremse 1 werden die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b über ihre beiden, jeweils voneinander unabhängigen Druckfedereinheiten 7, 17 gegen den Bremsscheibenring 3 gepreßt, wodurch dieser zusätzlich axial gegen den ortsfesten Bremsflansch 4 gedrückt wird, so daß beide Reibbelagringe 16 wirksam werden. Die Einstellung des Bremsmomentes erfolgt – wie zuvor beschrieben – über die innere Druckfederteileinheit 7 und die entsprechende Einstelleinrichtung 13, 14, 15. Sobald die elektromagnetische Spule 12 durch einen entsprechenden elektrischen Schaltvorgang anzieht, werden die beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b gleichzeitig axial gegen den Spulenkörper 2 gezogen, wodurch der Bremsscheibenring 3 freigegeben wird. Eine entsprechende Stromlosschaltung der elektromagnetischen Spule 12 bringt anschließend wieder die Druckfedereinheiten 7, 17 der beiden Ankerscheibenhälften 5a und 5b zur Wirkung, so daß die Ankerscheibenhälften 5a und 5b wieder gegen den Bremsscheibenring 3 gedrückt werden.

Die Federdruckbremse gemäß der Fig. 12 ist als Lamellenbremse gestaltet, indem als Bremsscheibenanordnung eine Lamellenscheibenanordnung 30, 31 vorgesehen ist. Die Federdruckbremse weist in an sich bekannter Weise einen Spulenkörper 27 einschließlich eines Außenkörpers 29 auf. Auf der dem Spulenkörper 27 gegenüberliegenden Seite ist der Außenkörper 29 mit einer Reibscheibe 33 fest verbunden. Spulenkörper 27, Außenkörper 29 und Reibscheibe 33 bilden den feststehenden Bremskörper. Koaxial innerhalb des Bremskörpers ist eine Nabe 28 drehbeweglich angeordnet, die an einem zu bremsenden Antrieb angeflanscht wird. Zwischen dem Außenkörper 29 und der Nabe 28 ist die Lamellenscheibenanordnung 30, 31 positioniert. Die Lamellenscheibenanordnung 30, 31 weist in an sich bekannter Weise insgesamt fünf Innenlamellenscheiben 30 auf, die jeweils auf gegenüberliegenden Axialseiten mit einem Reibbelag versehen sind. Zwischen den Innenlamellenscheiben 30 sind Außenlamellenringe 31 positioniert, die mittels entsprechender, nicht näher bezeichneter Halteblöcke drehfest am Außenkörper 29 gehalten sind. Die Innenlamellenscheiben 30 sind dreh-schlüssig mittels entsprechender Nuten und Stege auf der Nabe 28 gehalten. Sowohl die Innenlamellenscheiben 30 als auch die Außenlamellenringe 31 sind axial beweglich angeordnet.

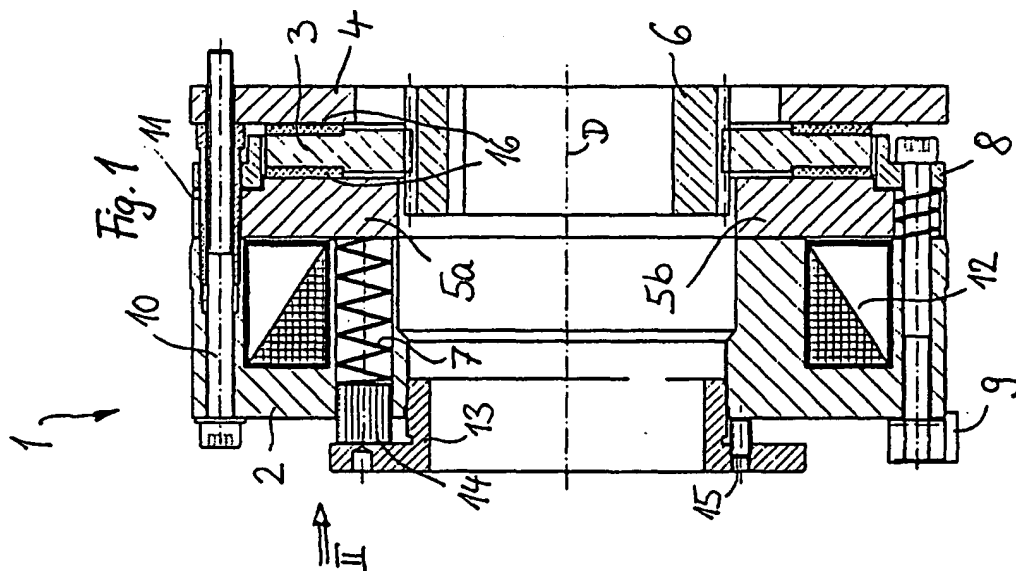
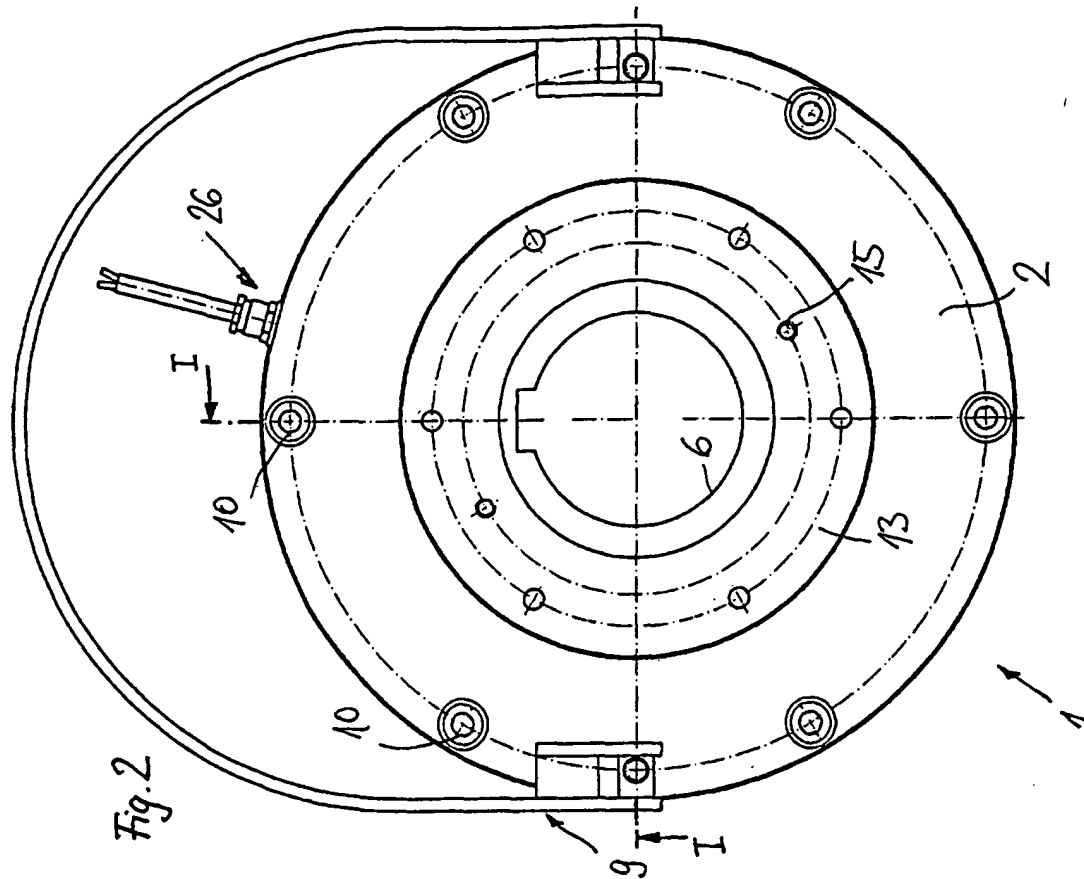
Die so gebildete Bremsscheibenanordnung ist durch eine

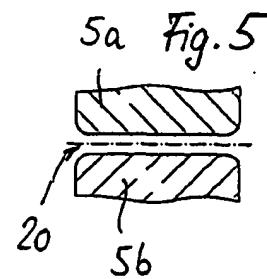
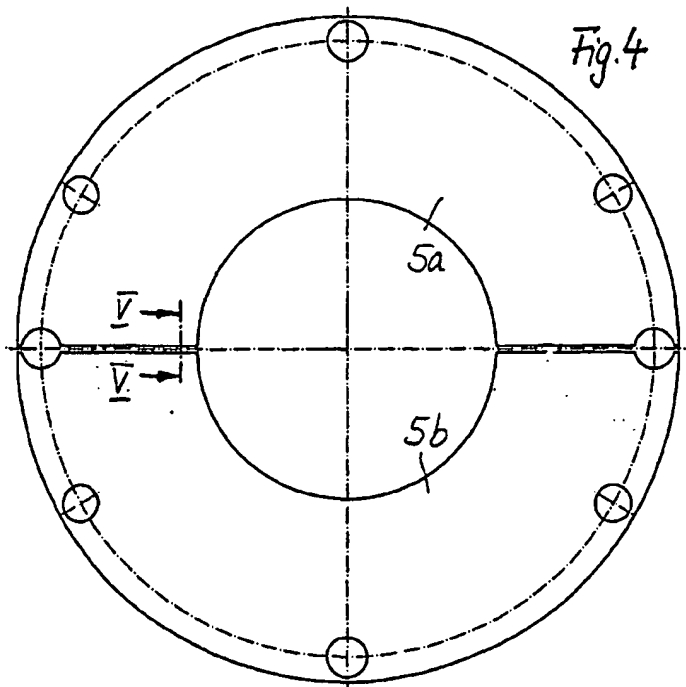
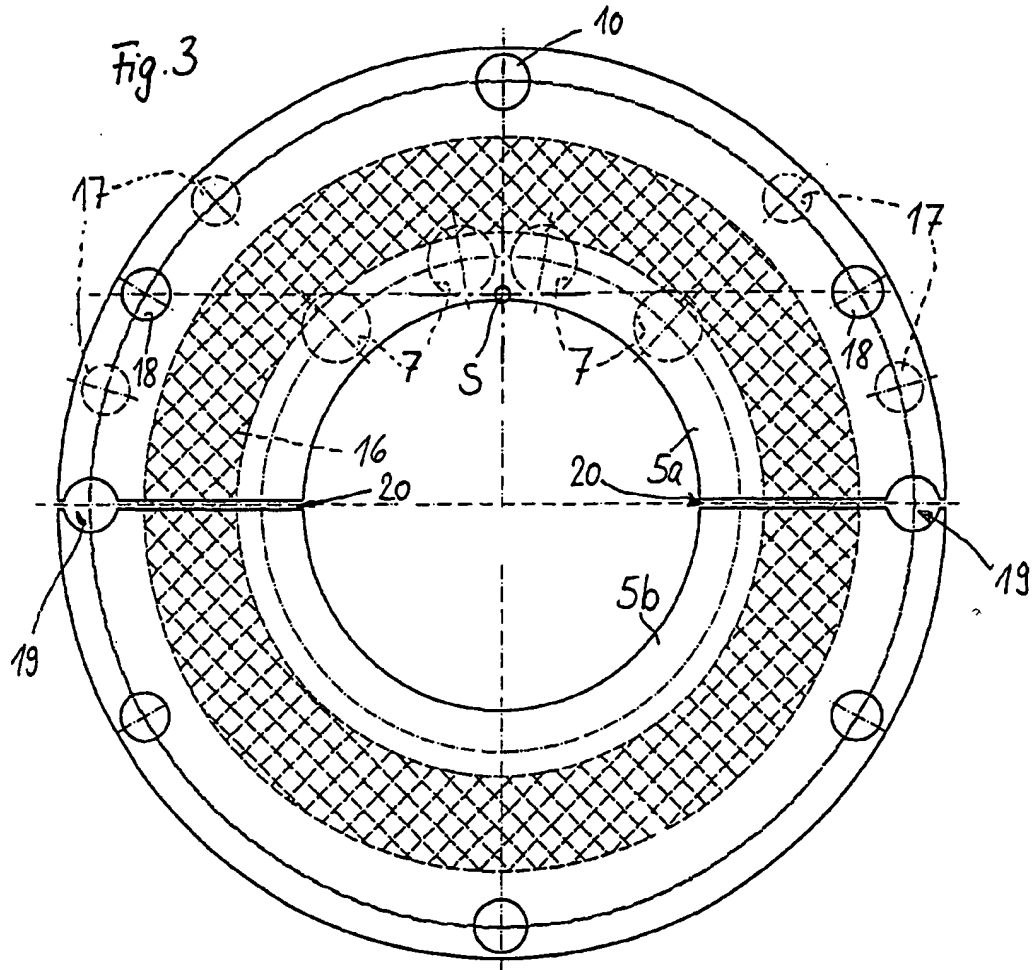
Ankerscheibenanordnung 32a, 32b beaufschlagbar, die aus zwei Ankerscheibenhälften 32a und 32b zusammengesetzt ist. Die Lagerung und Druckbeaufschlagung der Ankerscheibenhälften ist identisch zu den Ankerscheibenhälften 5a und 5b gemäß den Fig. 1 und 3 bis 5, so daß für nähere Erläuterungen auf das Ausführungsbeispiel nach den Fig. 1 bis 11 verwiesen werden kann. Einziger Unterschied ist somit bei der Federdruckbremse nach Fig. 12, daß die Ankerscheibenhälften 32a und 32b keine einstückige Bremsscheibe gemäß dem Ausführungsbeispiel nach den Fig. 1 bis 11, sondern vielmehr eine Bremsscheibenanordnung in Form einer Lamellenscheibenanordnung 30, 31 beaufschlagen, die axial gegen die feststehende Reibscheibe 33 sowie gegeneinander drückbar sind.

Patentansprüche

1. Elektromagnetische Federdruckbremse mit einer drehbaren Bremsscheibenanordnung sowie mit einer der Bremsscheibenanordnung axial zugeordneten Ankerscheibenanordnung, die in einer Axialrichtung für einen Kraftschluß mit der Bremsscheibenanordnung durch eine Druckfederanordnung und in der entgegengesetzten Axialrichtung durch eine elektromagnetische Spule beaufschlagbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ankerscheibenanordnung in Umfangsrichtung in zwei in einer gemeinsamen Ebene angeordnete Ankerscheibenhälften (5a, 5b) unterteilt ist, die unabhängig von einander axial geführt sind, und daß die Druckfederanordnung in zwei Druckfedereinheiten (7, 17) aufgeteilt ist, die jeweils gleiche Druckkräfte aufbringen und die jeweils einer Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) zugeordnet sind.
2. Elektromagnetische Federdruckbremse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Druckfedereinheit (7, 17) bezüglich der zugeordneten Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) derart angeordnet ist, daß ihr Druckschwerpunkt mit einem Flächenschwerpunkt (S) der Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) übereinstimmt.
3. Elektromagnetische Federdruckbremse nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die axiale Führung jeder Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) durch jeweils zwei zueinander parallele Linearführungen (18) gestaltet ist, deren gemeinsame geometrische Schnittlinie ihrer Führungsachsen den Flächenschwerpunkt (S) der zugeordneten Ankerscheibenhälfte (5a, 5b) schneidet.
4. Elektromagnetische Federdruckbremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß jede Druckfedereinheit (7, 17) eine Druckfederteileinheit (7) aufweist, die durch ein Stellelement (13) für eine Bremsmomenteinstellung der Bremsscheibe (3) belastet ist, wobei die Druckfederteileinheit (7) den identischen Druckschwerpunkt wie die gesamte Druckfedereinheit (7, 17) aufweist.
5. Elektromagnetische Federdruckbremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein zu den Ankerscheibenhälften (5a, 5b) koaxial angeordneter Lüftring (8) vorgesehen ist, der für eine gleichzeitige Lüftung der beiden Ankerscheibenhälften (5a, 5b) mittels einer Handbetätigung (9) axial beweglich ist.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen





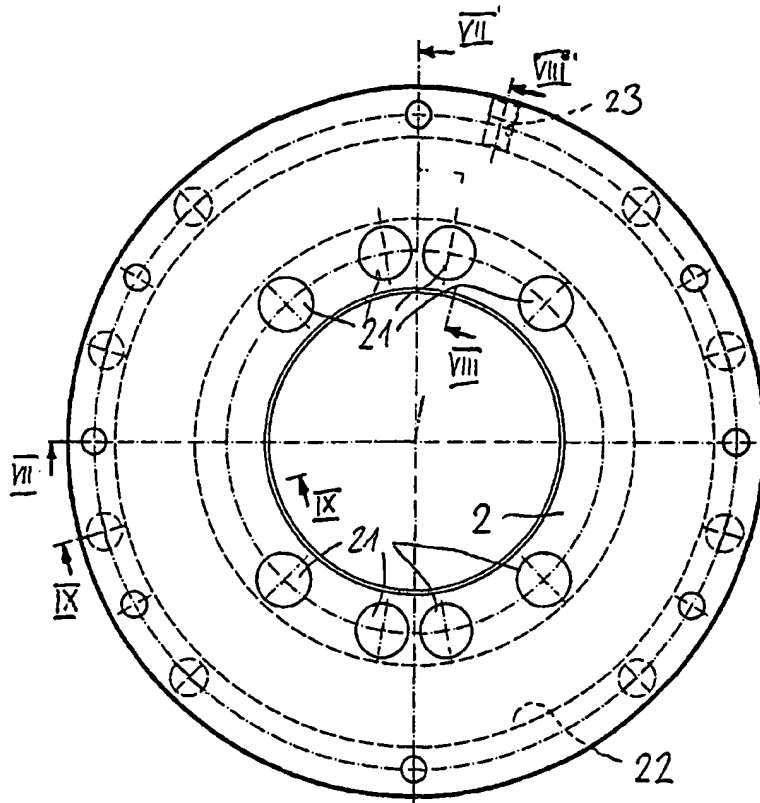


Fig. 6

Fig. 7

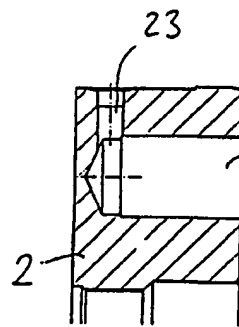
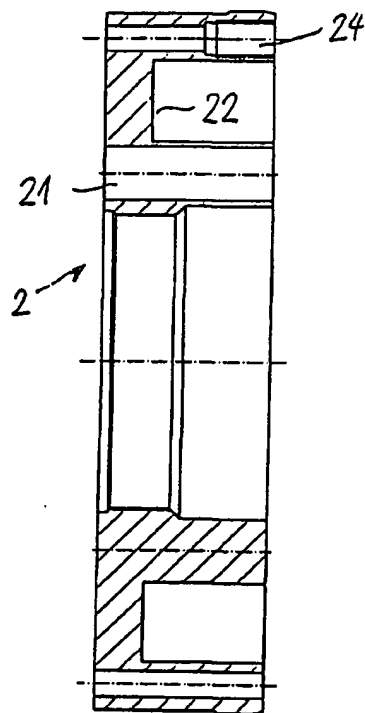


Fig. 8

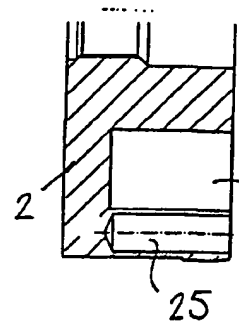


Fig. 9

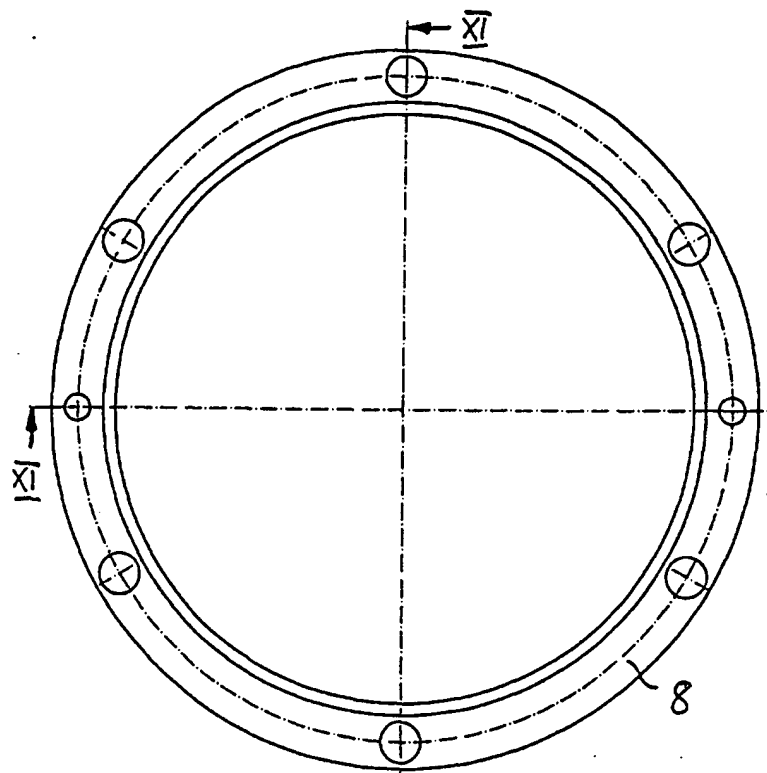


Fig. 10

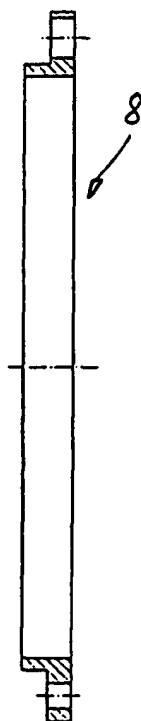


Fig. 11

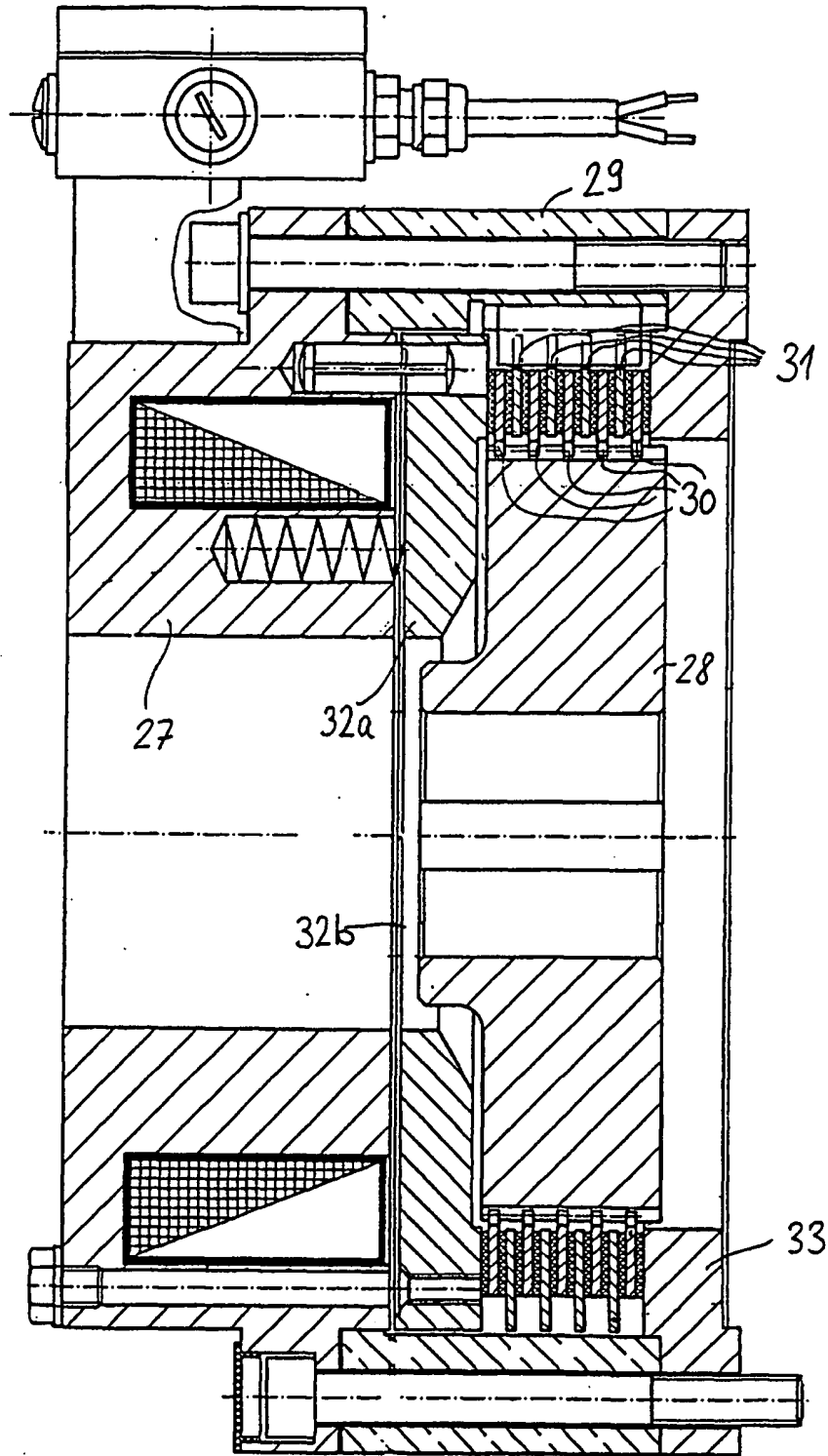


Fig. 12

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.